

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Návrh spalovací turbíny do parního hospodářství

Proposal of steam combustion turbine for steam boiler room

Student: Tomáš Dubrava
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Michal Židek, Ph.D.

Ostrava 2013

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě..... 2013

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě..... 2013

.....
Dubrava Tomáš

Chci poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Michalu Židkovi, Ph.D. za rady a velkou trpělivost při zpracovávání bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Dubrava Tomáš. *Návrh spalovací turbíny do parního hospodářství*. Vedoucí práce Ing. Michal Židek, Ph.D. Bakalářská práce. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB – TU Ostrava, 2013. 43 s.

Bakalářská práce je zaměřená na návrh velikosti mikroturbíny, ve které probíhá výroba tepla a elektrické energie. V rešerši jsou popsány typy a využití spalovacích turbín. V dalším kroku je uvedena energetická bilance tepelného hospodářství konkrétního případu, dále pak stanovení množství vyrobeného tepla a elektrické energie. Závěrem práce je vyhodnocení ekonomické návratnosti mikroturbíny a celkové zhodnocení instalace zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR'S WORK

Dubrava Tomáš. Proposal of steam combustion turbine for steam boiler room. Leader of work Ing. Michal Židek, Ph.D. Bachelor work. Ostrava: Department of energy, Faculty of civil engineering VŠB – TU Ostrava, 2013. 43 s.

This bachelor thesis is aimed at concept of micro turbine, which is produces combine heat and power.

In the recherche are described types and uses for combustion turbines.

Further is shown energy balance of heat economy that is shown on concrete situation. Furthermore is determined amount of created heat and power.

At the end of this thesis is evaluated return of investment into the micro turbine and overall evaluation of installation of this device.

Obsah:

1. Úvod	4
2. Spalovací turbíny	6
2.1. Rozdělení	6
2.2. Rovnotlaké otevřené oběhy	7
2.2.1. Ideální oběh jednoduchý	7
2.2.2. Skutečný jednoduchý oběh	9
2.2.3. Možnosti zvýšení tepelné účinnosti	11
2.2.4. Regenerační ohřívání vzduchu	12
2.2.5. Rovnotlaký oběh Ericssonův	13
2.2.6. Dělení komprese s mezichlazením	13
2.2.7. Dělení expanze s přídavným spalováním	14
2.2.8. Aerodynamické rozdělení plynové turbíny	15
2.3. Rovnotlaký uzavřený oběh	16
2.4. Rovnotlaký polozavřený oběh	18
2.5. Kombinované oběhy	18
2.6. Technická specifikace spalovací turbíny	18
3. Praktická část – zadání	21
3.1. Popis energetických zdrojů	21
4. Energetická bilance tepelného hospodářství	22
4.1. Parametry pro výpočet	22
4.2. Stanovení spotřeby tepla	22
4.2.1. Spotřeba tepla pro technologii	22
4.2.2. Spotřeba tepla pro TV	23
4.2.3. Spotřeba tepla na vytápění	23
4.2.4. Celková spotřeba tepla	27
4.2.5. Výkon kotelny	27
4.3. Návrh mikroturbíny	28
4.3.1. Technické řešení mikroturbíny	28
4.3.2. Návrh výkonu	28
4.4. Energetická bilance navržených mikroturbín	30
4.4.1. Souhrn výsledků	33
4.5. Základní ekonomické vyhodnocení navržených variant	33
4.5.1. Vstupní údaje	34
4.5.2. Investiční náklady	34
4.5.3. Provozní náklady a příjmy	35
4.5.4. Ekonomická bilance	36
5. Závěr	37
6. Literatura	38

Zkratky:

EE	elektrická energie
ERÚ	energetický regulační úřad
KVET	kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie
ZP	zemní plyn
ZVLS I	zvlňovací stroj jedna
ZVLS II	zvlňovací stroj dvě

Seznam použitého značení:

CF	roční peněžní tok	[Kč]
$D^{\circ}den$	počet denostupňů dne	[D°]
IN	investiční náklady	[Kč]
$P_{k\ is}$	příkon vzduchového kompresoru	[W]
P_{kot}	výkon kotelny	[MW]
P_s	energie be spalínách	[GJ]
$P_{T\ is}$	výkon plynové turbíny	[W]
$P_{TS\ is}$	vně odvedený výkon	[W]
$P_{TS\ sp}$	přivedený tepelný výkon v palivu	[W]
Q_b	skutečný vně odvedený výkon	[J]
Q_{c-den}	celková spotřeba tepla za den	[GJ]
Q_{cT}	teplo vyrobené turbínou	[GJ]
$Q_{D^{\circ}}$	spotřeba tepla na denostupeň	[GJ/D°]
Q_{sk}	tepelný výkon spalovací komory	[J]
Q_{tech}	spotřeba tepla an technologii	[GJ]
Q_{TV}	spotřeba tepla na TV	[GJ]
$Q_{\dot{U}T}$	spotřeba tepla na vytápění	[GJ]
T	absolutní teplota	[K]
m_b	teplo dodané v jednotce paliva	[kg/s]
t	doba denního provozu	[h]
t_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
Δi_k	rozdíl entalpií v kompresoru	[J/kg]
Δi_{sk}	rozdíl entalpií ve spalovací komoře	[J/kg]
Δi_T	rozdíl entalpií v turbíně	[J/kg]
ε^k	tlakový poměr kompresoru	[-]
η_t	termická účinnost	[-]

1. Úvod

Spalovací turbína je lopatkové soustrojí tvořené zejména kompresorem, spalovací komorou a plynovou turbínou, příslušenstvím a pomocným zařízením. Kompresor stlačuje nasátý vzduch na tlak 40 až 50 MPa a nepřetržitě jej dodává do spalovací komory zde se vzduch mísí s plynule vstřikovaným palivem, které hoří a vytváří se tak pracovní látka spaliny o teplotě asi 800 °C. Spaliny nepřetržitě proudí do turbíny, v níž se přeměňuje jejich tepelná energie na energii mechanickou, stejně jako u parních turbín. Soustrojí se nazývá spalovací turbína s otevřeným oběhem.

Asi 75 % celého výkonu turbíny spotřebuje k svému pohonu kompresor. Zbývajících 25 % je čistý výkon určený k pohonu (např. alternátoru).

Spalovací turbínu nelze uvést do chodu vlastní silou jako parní turbínu. Spouští se zvláštním elektromotorem nebo alternátorem.

Ze spalovací turbíny s otevřeným oběhem odchází ve spalínách značné množství tepla. Tím klesá účinnost turbíny asi na 20 %. Vhodným konstrukčním řešením lze tyto ztráty snížit.

Dobrou účinnost mají plynové turbíny s uzavřeným oběhem.

Pracovní látkou je vzduch, popř. chemicky netečný plyn, jemuž se dodává teplo ve výměníku. Z turbíny neodchází pracovní látka do okolního prostředí, ale zavádí se do výměníku, kde znovu přijímá teplo a vstupuje opět do turbíny. Tyto turbíny jsou sice složité, avšak v provozu nejehospodárnější.

Významné uplatnění nacházejí plynové turbíny u reaktivních motorů. V elektrárenském provozu se používají plynové turbíny především jako špičkové a záložní zdroje (snadné a rychlé spouštění a odstavení). Pokusně se zavádějí u lokomotiv, silničních vozidel a lodí. V začátcích je použití plynových turbín v jaderné energetice.

V porovnání s parními turbínami mají menší hmotnost, nižší investiční náklady a rychle se uvádějí do provozu (5 až 20 min). Nevýhodou je nižší účinnost, 18 až 26%.

Princip práce plynové turbíny je stejný jako u turbíny parní. I konstrukčně jsou si turbíny podobné. Plynové turbíny jsou však jednodušší. Pracovní látkou mohou být např. výfukové plyny odcházející ze vznětových motorů, nebo vzduch, dusík, helium, popř. jiný plyn, jemuž bylo dodáno teplo. Nejčastěji je však pracovní látka vytvářena spalováním paliv ve spalovacích komorách, které tvoří s turbínou celek.

Tyto turbíny se pak nazývají spalovací. Nejjednodušší spalovací turbíny se skládají ze tří hlavních částí:

- turbokompresoru
- spalovací komory
- turbíny

Úkolem této práce je navrhnout velikost spalovací turbíny do provozu v závislosti na maximální využití vystupujícího tepla, stanovit velikost vyrobených energií, zhodnotit ekonomickou návratnost turbíny a celkové zhodnocení instalace této turbíny.

2. Spalovací turbíny

Kapitola byla zpracována na základě literatury [1].

Jsou tepelné motory, v nichž se chemická energie paliv postupně mění v tepelnou a mechanickou energii pomocí dílčích termodynamických změn, které spojením tvoří oběhy spalovacích turbín. Pracovní látkou jsou horké plyny. Základními díly turbín jsou lopatkové stroje – kompresory a plynové turbíny, dále pak spalovací komory a výměníky tepla.

2.1. Rozdělení

Spalovací turbíny se rozdělují podle různých hledisek:

- zařízení neúplná – využívají entalpii odpadových nebo výfukových plynů vnějšího původu
- úplné spalovací turbíny – jejich oběhy se podle průběhu spalování dělí na:
 - a) přetlakové (výbušné)
 - b) rovnotlaké, které se dále dělí na otevřené, uzavřené a kombinované

Přetlakové spalovací turbíny - vyznačují se spalováním výbušného typu, tj. ideálně za konstantního objemu. HUMPREYova realizace jejich pracovního oběhu se již dneska nepoužívá.

Rovnotlaké spalovací turbíny - přivádění tepla do jejich oběhu probíhá za konstantního tlaku. Nejstarší projekty s otevřeným oběhem pocházejí z konce minulého století. Jejich rozvoj a průmyslové i letecké uplatnění začíná po roku 1930 a zejména po konci druhé světové války. Jinými rozlišovacími znaky těchto turbín jsou:

Použitý druh paliva (plynné, kapalné, tuhé).

- provedení komprese a expanze, případně využití tepla v odpadních spalínách

Podle těchto kritérií dělíme spalovací turbíny na:

- A) Stacionární (průmyslové) - které pracují v energetice, technologických procesech – při pohonu čerpadel, kompresorů, ale také lodí a lokomotiv. Jejich výraznými znaky jsou nekompaktní konstrukce, značná investiční cena, malá sériovost výroby, vysoká účinnost a velká životnost

B) Letadlové – které jsou proudové – tvořící reaktivní motor. A turbovrtulové, které slouží hlavně k pohonu vrtulí. Požadavky na ně jsou:

- nízká hmotnost
- malé rozměry
- kompaktnost konstrukce
- vysoká sériovost výroby

Tepelnou účinnost a životnost mívají z pravidla nižší.

2.2. Rovnotlaké otevřené oběhy

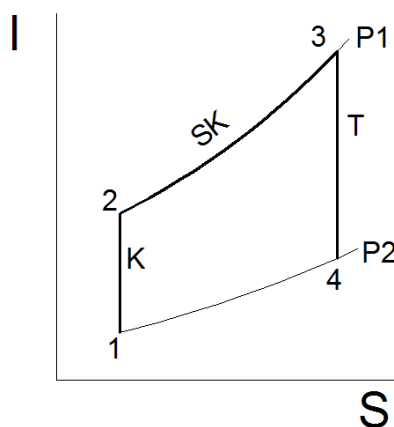
Jsou dosud nejrozšířenější realizací rovnotlakého plynového oběhu pro stacionární zařízení v průmyslu a v letadlovém provedení skoro zcela nahradily spalovací pístové motory.

2.2.1. Ideální oběh jednoduchý

Sestává z izoentropické komprese vzduchu, izobarického spalování paliva a izoentropické expanze spalin. Jeho dalšími hlavními předpoklady jsou:

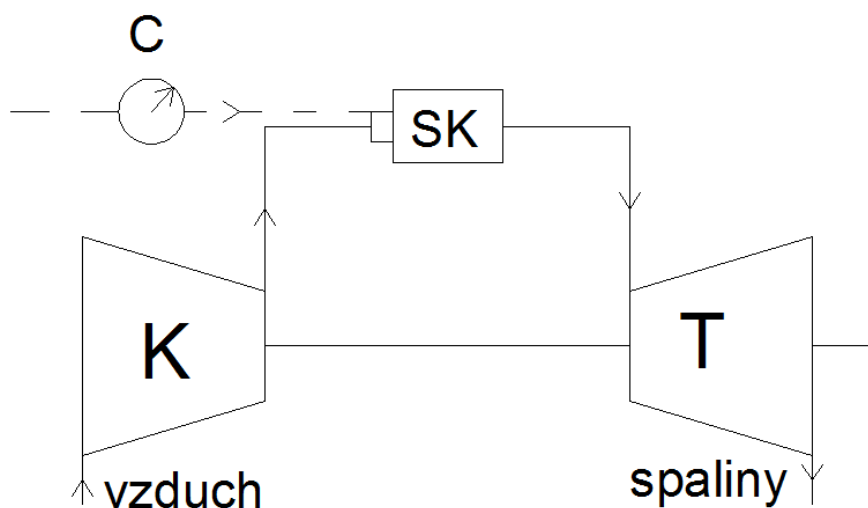
- ideální plyn (vzduch, spaliny)
- dokonalé stroje a ostatní zařízení pracující beze ztrát netěsnostmi a s dokonalým spalováním

Zjednodušeně je znázorněn v tepelném I-S diagramu v obr.2.1 .

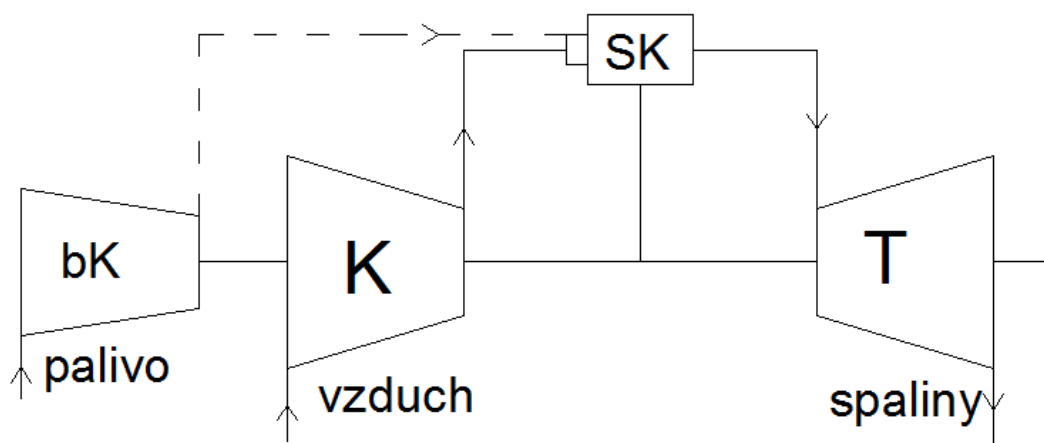


Obr. 2.1. i-s diagram ideálního jednoduchého oběhu. [1]

Odpovídající schéma základních komponent je použití paliva kapalného v obr. 2.2. a pro palivo plyné v obr. 2.3.



Obr. 2.2. schéma ideálního jednoduchého oběhu pro kapalná paliva. [1]



Obr. 2.3. schéma ideálního oběhu jednoduchého pro plynná paliva. [1]

Atmosférický vzduch se po stlačení v kompresoru (K) vede do spalovací komory (SK), do níž se současně dopravuje čerpadlem (C) kapalné palivo nebo dalším kompresorem (bk) palivo plynné. Ihned po shoření paliva se primární spaliny ochlazují velkým přebytkem sekundárního vzduchu (ve směšovací části spalovací komory) na teplotu přípustnou pro vstup do plynové turbíny (T). Po ukončení expanze opouštějí spaliny oběh výstupem do atmosféry.

Jakost přeměny energie ve sledovaném oběhu se opět posuzuje prostřednictvím tepelné účinnosti, která se definuje poměrem vně odvedeného výkonu spalovací turbíny P_{TS-is} a tepelného výkonu spalovací turbíny Q_{SK} , tj. také poměrem vně odvedené mechanické energie a zvnějška přivedeného tepla. Při zanedbání příkonu palivového čerpadla (kompresoru) je vně odvedený výkon dán v podstatě rozdílem výkonu plynové turbíny P_{T-is} s příkonu vzduchového kompresoru P_{K-is} , takže:

$$P_{TS-iS} = P_{T-iS} - P_{K-iS} \quad [1] \quad (2.1.)$$

Pak termická účinnost tohoto ideálního oběhu se rovná:

$$\eta_{tid} = \frac{P_{TS-iS}}{Q_{SK}} \quad [1] \quad (2.2)$$

Při dokonalém spalování je teplo přivedené pracovní látce ve spalovací komoře rovno teplu dodanému v palivu, takže současně platí:

$$Q_{SK} = m_b \quad [1] \quad (2.3)$$

Termická účinnost ideálního rovnotlakého oběhu závisí pouze na jeho kompresním poměru.

2.2.2. Skutečný jednoduchý oběh

Pracuje s nedokonalými plyny a různými ztrátami při proudění a přeměnách energie v jednotlivých nedokonalých částech soustavy (hydraulickými, tepelnými, netěsnostmi, mechanickými, při spalování atd.).

Jeho termickou účinnost udává poměr skutečně odvedeného výkonu spalovací turbíny P_{TS-sp} a přivedeného tepelného výkonu v palivu Q_b :

$$\eta_t = \frac{P_{TS-sp}}{Q_b} \quad [1] \quad (2.4)$$

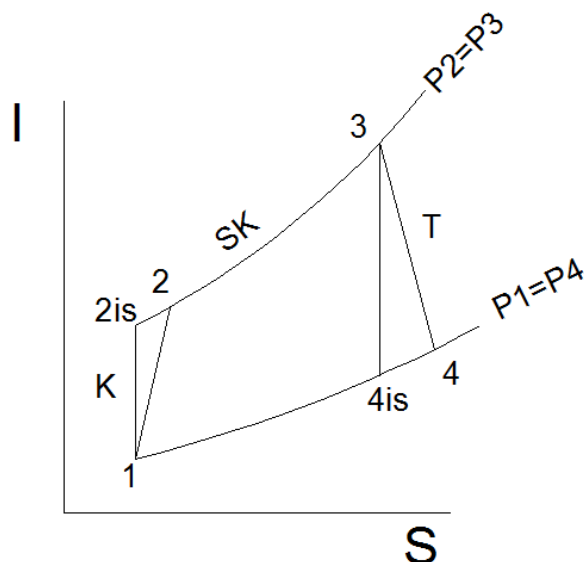
Výkon na spojce spalovací turbíny P_{TS-ap} se přitom rovná spojkovému výkonu plynové turbíny P_{T-sp} , zmenšenému o příkony vzduchového kompresoru P_{K-sp} , palivového čerpadla P_{C-sp} nebo palivového kompresoru P_{bK-sp} (podle druhu paliva) a dalších, které se souhrnně označují "vlastní spotřeba".

Při zjednodušeném uvažování pouze spojkového příkonu vzduchového kompresoru, neboť je největší a proto rozhodující, zanedbání ztrát ve spojovacích potrubích a nedokonalostí je:

$$\eta_t = \frac{P_{TS-sp}}{Q_{SK}} \quad [1] \quad (2.5)$$

A při zanedbání ztrát: netěsnostmi a mechanických – v turbíně a kompresoru, netěsnostmi hydraulických a tepelných – v potrubí, protože pro další řešení nemají podstatný význam, je možno psát (v souladu s obr. 2.4.):

$$\eta_t = \frac{\Delta i_T - \Delta i_K}{\Delta i_{SK}} \quad [1] \quad (2.6)$$



Obř. 2.4. i-s diagram skutečného jednoduchého oběhu. [1]

O změnách entalpií přitom platí:

$$\Delta i_T = \Delta i_{Tis} \cdot \eta_{Tis} \quad [1] \quad (2.7)$$

$$\Delta i_K = \Delta i_{Kis} \div \eta_{Kis} \quad [1] \quad (2.8)$$

$$\Delta_{isk} = i_3 - i_2 \quad [1] \quad (2.9)$$

Dospějeme ke konečné rovnici:

$$\eta_t = \frac{\tau \cdot \eta_{Tis} \cdot \eta_{Kis} - \varepsilon^k}{\left[\left(\frac{\tau - 1}{\varepsilon^k - 1} \right) \cdot \eta_{Kis} - 1 \right] \cdot \varepsilon^k} \quad [1] \quad (2.10)$$

Z ní vyplývá, že tepelná účinnost skutečného jednoduchého rovnotlakého oběhu se zvyšuje, když teplota spalin na vstupu do plynové turbíny (T_3) vzrůstá a teplota vzduchu před kompresorem (T_1) klesá. Přitom $T_{3 \max}$ omezují vlastnosti použitelných materiálů, zejména lopatek prvního stupně turbíny. U stacionárních provedení bývá $T_{3 \max} = 850^\circ\text{C}$ a u letadlových provedení pak $T_{3 \max} = 1150^\circ\text{C}$. Nejnižší teplota oběhu $T_{1 \min}$ je dána atmosférickými podmínkami okolí.

Součin účinností $\eta_{Tis} \cdot \eta_{Kis}$ pak zdůrazňuje nutnost velmi vysoké jakosti přeměny energie v plynové turbíně a vzduchovém kompresoru pro technický úspěch a ekonomické uplatnění spalovací turbíny v praxi.

2.2.3. Možnosti zvýšení tepelné účinnosti

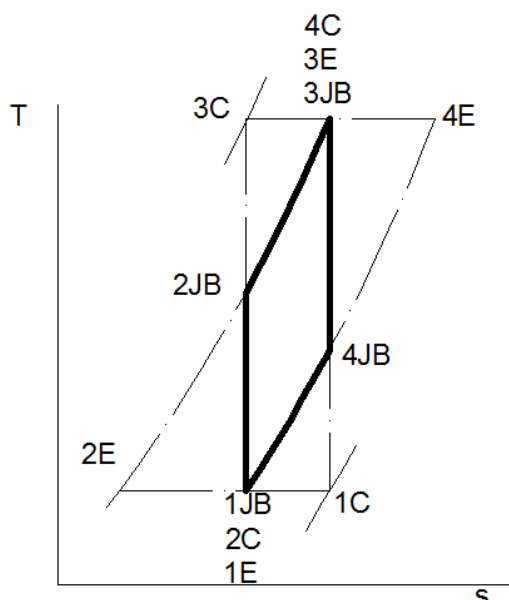
Pro posouzení jakosti přeměny energie Jouleova – Braytonova (JB) oběhu, je vhodné porovnat jeho ideální průběh s odpovídajícím oběhem Carnotovým ©, případně rovnotlakým Ericssonovým (E) oběhem. Pro stejné extrémní teploty jsou za tím účelem všechny tři zakresleny do tepelného diagramu (obr. 2.5.).

Při použití výše uvedeného označení je tepelná účinnost Carnotova cyklu:

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad [1] \quad (2.11)$$

A pro ideální Jouleův – Braytonův platí:

$$\eta_{t-JB} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad [1] \quad (2.12)$$



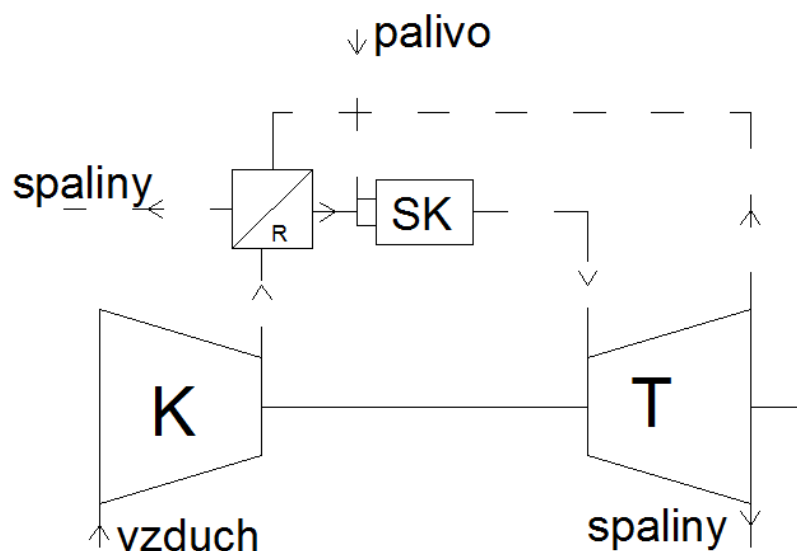
Obr. 2.5. T-s diagram porovnání JB, C a E oběhu. [1]

Zlepšení termické účinnosti Jouleova – Braytonova oběhu je možné úpravami, které jej přiblíží Carnotovu cyklu – nazývají se prostředky carnotizační. Základními jsou:

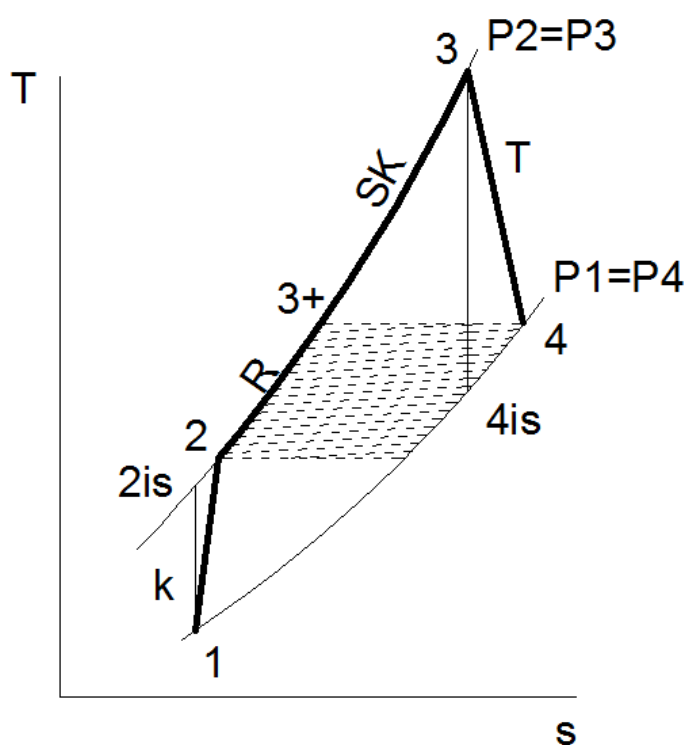
- A) Regenerace tepla- ve spalínách vystupujících z plynové turbíny k ohřívání stlačeného vzduchu za kompresorem.
- B) Dělená komprese – s mezichlazením částečně stlačeného vzduchu před pokračujícím stlačením.
- C) Dělená expanze - s dalším spalováním paliva v částečně vyexpendovaných spalínách před vstupem do další plynové turbíny.
- D) Kombinace – kombinování předchozích způsobů.

2.2.4. Regenerační ohřívání vzduchu

Regenerace – zpětné využití tepla ve spalínách po výstupu z plynové turbíny k ohřátí stlačeného vzduchu v regeneračním výměníku (schéma obr. 2.6) před vstupem do spalovací komory je možná, když teplota těchto spalín je větší než teplota stlačeného vzduchu, to je (dle značení v tepelném diagramu obr. 2.7.)



Obr.2.6. schéma regeneračního ohřívání stlačeného vzduchu. [1]



Obr. 2.7. T-s diagram regeneračního ohřívání vzduchu. [1]

2.2.5. Rovnotlaký oběh Ericssonův

Jinou možností zlepšení termické účinnosti rovnotlaké spalovací turbíny představuje zvětšení výkonu plynové turbíny a zmenšení příkonu vzduchového kompresoru.

Ideální plynový oběh, který pracuje s rovnotlakým spalováním a izotermickou kompresí a expanzí (jeho průběh ukazuje obr.2.5.).

Přívod tepla zvenčí je nutný při spalování ve spalovací komoře a také při expanzi v plynové turbíně.

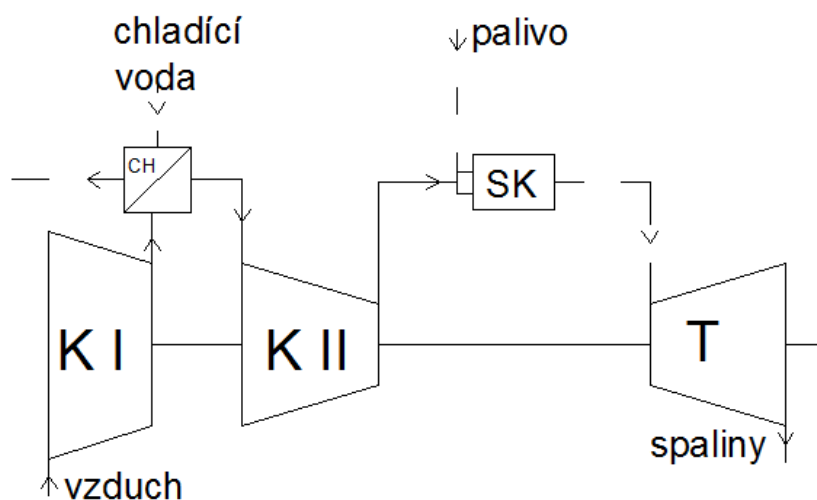
Při úplné regeneraci tepla výstupních plynů a stejných okrajových teplotách, jsou termické účinnosti Ericssonova a Carnotova cyklu stejné. Ericssonův oběh má však výhodu mnohem nižšího tlakového poměru.

Izotermická komprese a expanze však nejsou přímo realizovatelné, proto se nahrazují:

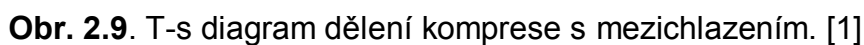
- dělenou kompresí s izobarickým mezichlazením vzduchu
- dělenou expanzí s izobarickým přidavným spalováním

2.2.6. Dělení komprese s mezichlazením

S počtem dělení celého kompresního poměru oběhu se zvětšuje i míra přiblížení k izotermické kompresi, ale také složitost soustavy. Ta se totiž rozšiřuje zejména o další kompresory a mezichladiče, vzrůstá i zastavěná plocha. S ohledem na žádoucí ekonomickou vyváženost – větší investiční náklady, úspory ze zlepšené tepelné účinnosti – stavějí se tyto spalovací výhradně se dvěma kompresory a jedním mezichladičem. Zjednodušené schéma tohoto řešení v obr.2.8. a průběh v tepelném T-s diagramu v obr.2.9.



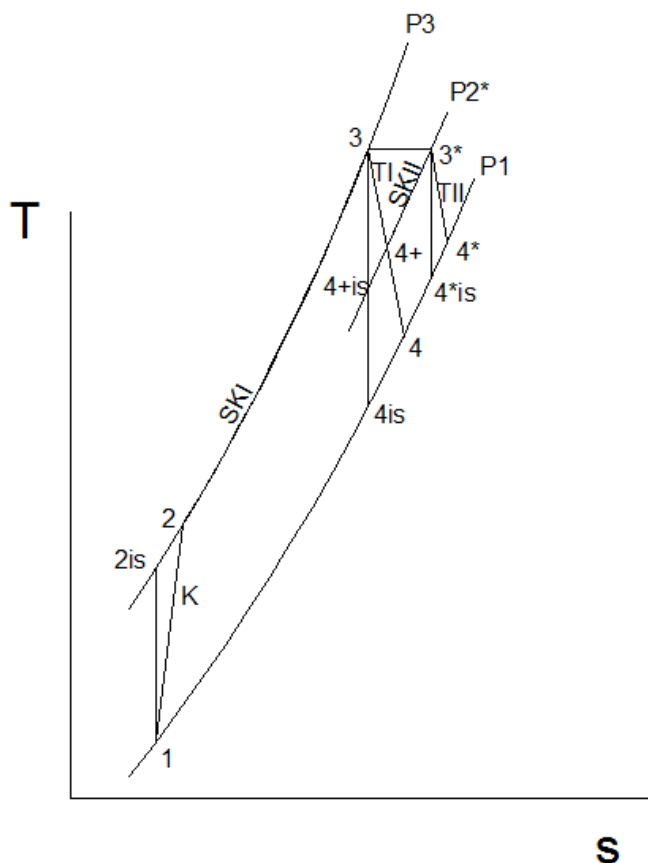
Obr. 2.8. schéma dělení komprese s mezichlazením. [1]



Přiblížení k izotermické expanzi se dosahuje rozdělením expanze spalin a umístěním další spalovací komory. Aby zisk z odpovídajícího zlepšení termické účinnosti byl v ekonomickém souladu s vyššími investičními a provozními náklady složitější soustavy, používá se maximálně dvojí expanze a dvě spalování. Schéma tohoto uspořádání v obr.2.10 a průběh oběhu v T-s diagramu v obr.2.11.



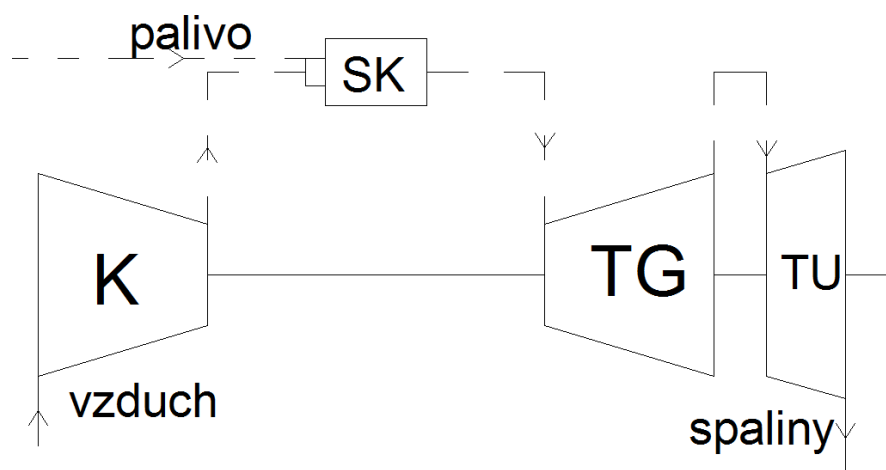
Proud spalin z první spalovací komory (SKI) po dílčí expanzi v první turbíně (TI) vstupuje do druhé spalovací komory (SKII). Do ní přiváděné palivo využívá kyslík, který zůstal v důsledku velkého přebytku vzduchu v prvotních spalinách. Druhotné spaliny potom dokončují expanzi v druhé turbíně (TII).



Obr. 2.11. T-s diagram dělení expanze s přídavným spalováním. [1]

2.2.8. Aerodynamické rozdělení plynové turbíny

V rovnotlakém plynovém cyklu spotřebuje příkon kompresoru asi 2/3 výkonu plynové turbíny. Přitom výkon spalovací turbíny rozhodujícím způsobem ovlivňuje její termická účinnost. Obvykle její maximum odpovídá maximálnímu výkonu. Proto v případech s proměnným zatížením je výhodné plynovou turbínu rozdělit na část generační (TG), ta pohání pouze kompresor a může pracovat v optimálním režimu, tedy s vysokou účinností. Druhá část výkonová (TU), která tvoří vlastní výkon spalovací turbíny a přizpůsobuje se okamžité spotřebě. Spojení obou dílů plynové turbíny je pouze aerodynamické (proudem spalin).



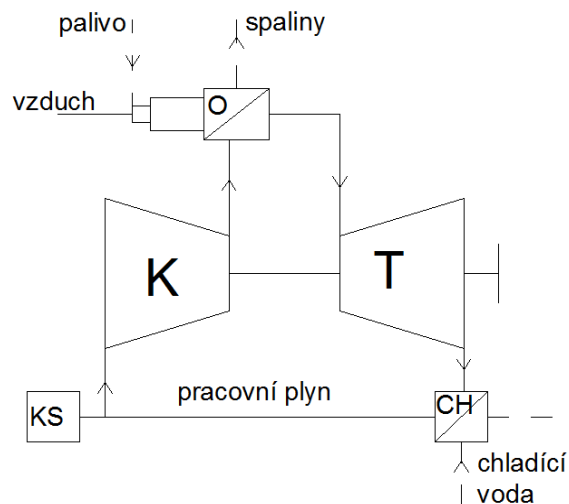
Obr.2.12. schéma aerodynamického rozdělení plynové turbíny. [1]

2.3. Rovnotlaký uzavřený oběh

Jelikož v otevřených obězích prochází proud spalin lopatkováním plynové turbíny, je nutno používat ušlechtilá kapalná či plynná paliva, mechanicky a chemicky neznečištěná. Jinak dochází k poškození povrchu turbínových lopatek a tím i k velkému snížení jejich termodynamické účinnosti.

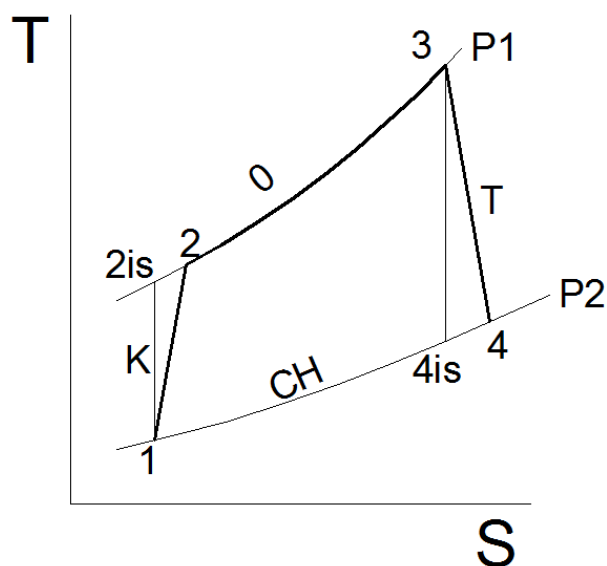
Tento problém je u uzavřeného oběhu vyřešen tím, že v něm cirkuluje čistý plyn (upravený vzduch, helium..) a to bez změny chemického složení.

U jednoduchého provedení se pracovní plyn stlačuje v kompresoru (K) a pak se jeho teplota zvyšuje na potřebnou hodnotu v povrchovém výměníku – ohříváku(O). Po expanzi v plynové turbíně (T) se ochlazuje v chladiči (CH) na stav před sáním kompresoru. Schéma zapojení na obr.2.13.



Obr.2.13. schéma rovnotlakého uzavřeného oběhu. [1]

Průběh jednoduchého uzavřeného cyklu v T-s diagramu znázorňuje obr.2.13. Je v podstatě stejný jako u otevřeného oběhu, pouze doplněn o izobarické ochlazování.



Obr.2.14. T-s diagram rovnotlakého uzavřeného oběhu. [1]

Stejně je i obecné vyjádření tepelné účinnosti. Teplo předané pracovnímu plynu v ohřívači je však teplo získané spálením paliva zmenšené o teplo spalin odcházejících do okolí. Aby tato výstupní ztráta byla co nejmenší, dbáno na minimální přebytek vzduchu ve spalovacím zařízení.

Mezi hlavní výhody uzavřeného oběhu patří:

- cirkulující plyn, který je mechanicky a chemicky čistý, nepoškozuje jakost přeměny energie v jednotlivých komponentech cyklu

- přiřazením pomocného okruhu je možno upravovat tlakové hladiny oběhu, což při předpokládaném konstantním objemovém průtoku pracovního plynu, kompresním poměru kompresoru a expanzním poměru turbíny představuje velmi výhodnou kvalitativní regulaci výkonu této spalovací turbíny.

Jelikož zůstávají průtokové poměry za ekvivalentních podmínek skoro stejné, mění se také termodynamická účinnost příslušných strojů jen málo.

Možný vyšší počáteční tlak a tím také hustota pracovního plynu umožňuje – pro daný výkon – menší rozměry součástí cyklu.

- v podstatě lze spalovat všechna paliva – i tuhá.
Hlavní příčinou malého počtu realizací uzavřeného oběhu v průmyslu je potřeba rozměrných a drahých výměníků tepla a samostatného topného okruhu. Větší využití se očekává v jaderné energetice a to v soustavách s reaktory chlazenými plyny.

2.4. Rovnotlaký polozavřený oběh

Vznikl spojením otevřeného a uzavřeného oběhu s cílem využití předností obou, především dosáhnout vysoké termické účinnosti celé soustavy.

Realizace však byla spojena s nevýhodami – komplikované a drahé zařízení, značné provozní potíže, které byly příčinou technického a ekonomického neúspěchu. Tento typ oběh se již nepoužívá.

2.5. Kombinované oběhy

Jiným řešením ve snaze po dosažení co nejvyšší tepelné účinnosti je kombinace plynového a parního oběhu. Pracují se dvěma nositeli energie, proto se nazývají oběhy dvouletkové.

Jejich nevýhodou je opět složitost potřebného zařízení, větší zastavěný prostor, nižší provozní spolehlivost, nutnost odborné obsluhy a vzájemné ovlivňování dílčích cyklů.

2.6. Technická specifikace spalovací turbíny

Pro účely diplomové práce byla vybrána instalace plynové mikroturbíny Capstone pracující na principu vzduchového ložiska. Jsou to kompaktní zařízení na výrobu EE a tepla. Emise NO_x a CO jsou u mikroturbín daleko nižší než u spalovacích motorů.

Vlastnosti mikroturbín:

- vysoká elektrická účinnost
- nízké emise
- zařízení s jednou hřídelí, s bezúdržbovým vzduchovým uložením
- servisní interval – 8 000 provozních hodin
- čisté výfukové zplodiny, bezpečné pro přímé sušení
- jednoduchá integrace do stávajícího systému energetického hospodářství
- kompaktní technologie, nízké náklady na instalaci

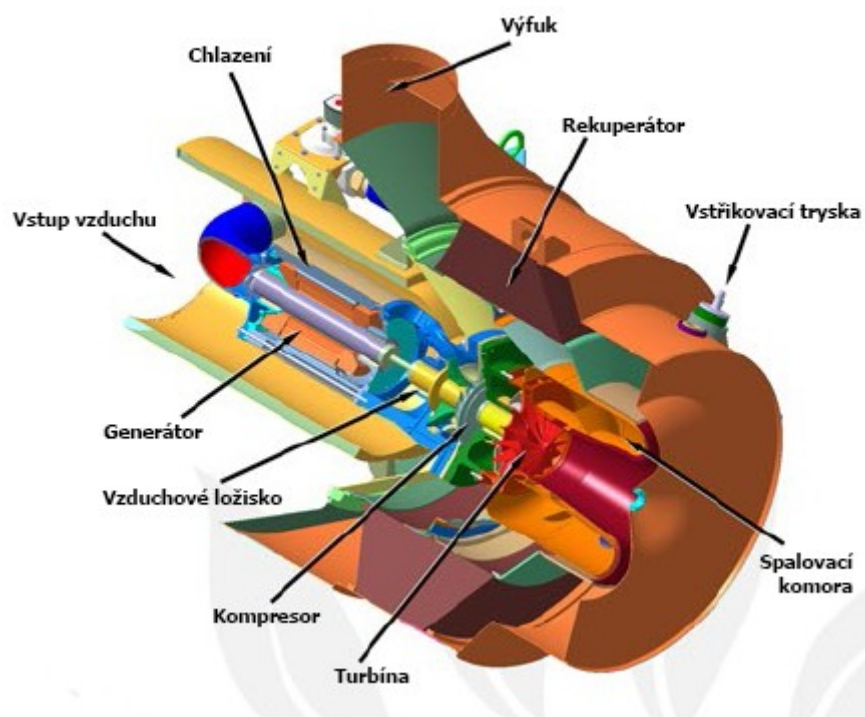
Hlavní komponenty elektrického agregátu:

- kompresor
- rekuperátor (výměník tepla)
- spalovací komora
- turbína
- generátor

Výhody:

- velmi ekonomicky výhodné řešení díky vysoké celkové účinnosti
- optimální funkčnost při obsahu metanu do 35%
- je možno použít výměník odpadního tepla pro teplou vodu (295 kW_{th} při 70-90°C)
- možnost použití při kolísavé kvalitě plynu
- bez vibrací/žádné zvuky šířící se tělesem
- vysoká spolehlivost a použitelnost
- připojení na modem
- vhodné pro vnitřní i vnější použití
- řízení pro paralelní provoz až 20-ti mikroturbín
- jednoduché připojení k síti
- vestavěné ochranné zatížení
- digitální řízení zatížení
- vestavěný display a připravený obslužný software
- rozhraní RS232

Hodnoty výfukových plynů mikroturbín jsou uvedeny bez katalyzátoru nebo jiných systémů na čištění plynu. použití k přímému sušení je proto možné při hodnotách od 280°C. Záruka životnosti mikroturbíny je firmou poskytována při základním paketu na 79999 provozních hodin.



Obr.2.15 mikroturbína Capstone. [5]

3. Praktická část – zadání

Bakalářská práce je zaměřená na návrh velikosti mikroturbíny, ve které probíhá výroba tepla a elektrické energie. V řešerši jsou popsány typy a využití spalovacích turbín.

V praktické části je na základě zadání vytvořena energetická bilance tepelného hospodářství, která je pak dále použita pro návrh velikosti mikroturbíny. Dle zvolené velikosti mikroturbíny budou vyčísleny energetické vstupy (spotřeba zemního plynu) a výstupy (výroba tepla a elektrické energie). Tyto údaje dále pak poslouží pro ekonomické vyhodnocení.

3.1. Popis energetických zdrojů

V areálu je umístěna kotelna vybavena dvěma kotli. Kotle mohou spalovat LTO, TTO nebo zemní plyn. Výstupním produktem kotelny je středotlaká sytá pára. Kotelna zásobuje teplem především technologii, ale zajišťuje i ohřev TV a dodávku tepla do systému ÚT. Provoz kotelny je s nepřetržitou obsluhou.

Parametry vybavení kotelny jsou následující:

Kotel:	K1	K2
- výstupní medium	sytá pára	sytá pára
- jmenovitý výkon	5,2	7,8 MW
	8,0	12 t/h páry
- maximální teplota páry	219	210 °C
- maximální tlak páry	2 200	1 900 kPa
- pracovní tlak páry	1 600	1 600 kPa
- el. příkon	neuveden	5 kW
- účinnost jmenovitá	neuvedena	87 %
Hořák:		
- výrobce	SAACHE	SAACHE
- typ hořáku	SKV 80	SKVG
	GMGZ 80 – zem. plyn	SKV 80 – zem. plyn
- výkon zemní plyn	7,5	9,3 MW
- výkon LTO	9,1	11,3 MW

Pára je mimo přímého využití v technologických spotřebičích používána pro ohřev topné vody pro otop budov a pro ohřev TV.

Kancelářské a sociální budovy, případně prostory v budovách hal jsou vytápěny teplovodním ústředním topením. Topná voda pro ÚT je připravována decentralizovaně parou v jednotlivých výměnících obdobně jako TV. Přímou redukovanou parou jsou vytápěny teplovzdušné soupravy ve výrobních halách.

4. Energetická bilance tepelného hospodářství

Energetickou bilanci lze obecně definovat jako proces porovnání energetických vstupů a energetických výstupů řízeného systému. Energetická bilance má komplexní vypovídající schopnost o stupni efektivnosti využívání všech forem energie ve sledovaném systému. Z matematického hlediska lze energetickou bilanci chápat jako rovnici, kdy platí, že suma vstupní energie se rovná sumě jednotlivých složek výstupní energie

4.1. Parametry pro výpočet

Základní údaje, které jsou použity pro celou analýzu jsou následující:

Účinnost st. zdroje tepla	90 %
Parametry páry	sytá pára 1,6MPa
Entalpie napájecí vody	450 kJ/kg
Výhřevnost ZP	34,05 MJ/m ³
ZVLS I	
Příkon stroje	4 t/h
Počet hodin v provozu	pracovní dny = 16h, sobota = 8h
Příkon ZVLS II	
Příkon stroje	0,8 t/h
Počet hodin v provozu	pracovní dny = 16h, so+ ne = 8h
Celková potřeba na přípravu TV	3 600 GJ/rok
Celkové výrobní teplo kotelný	96 000 GJ/rok

4.2. Stanovení spotřeby tepla

4.2.1. Spotřeba tepla pro technologii

Spotřebu tepla pro technologii určím z předpokládaných provozních hodin dvou zvlhňovacích strojů, jejich spotřeby páry a známé entalpie páry $i = 2795,7 \text{ kJ/kg}$, která odpovídá tlaku 1,6MPa, což je tlak páry vystupující z parního kotle. Je vycházeno z celkového počtu pracovních a víkendových dní, který byl vypočten na hodnoty 252 a 102 dní. 12 dní připadá na státní svátky, kdy je podnik mimo provoz.

Provozní čas ZVLS I 4t/h - Počet provozních hodin na tomto stroji byl určen na základě směn, kde v pracovní dny počítáme s dvousměnným provozem, o víkendu pak stroj funguje pouze v sobotu po dobu jedné směny. (Tab.4.1)

Provozní čas ZVLS II 0,8t/h - Stejně jako u ZVLS I je počítáno s dvousměnným provozem v pracovní dny, o víkendu pak stroj běží v sobotu i neděli při jednosměnném provozu. (Tab.4.2)

	h/r	GJ/r
roční provoz	4 376	48 935

Tab. 4.1. Roční spotřeba tepla ZVLS I.

	h/r	GJ/r
roční provoz	4 768	10 663

Tab. 4.2. Roční spotřeba tepla ZVLS II.

Celková roční spotřeba obou zvlňovacích strojů potom činí 59 599 GJ/r.

4.2.2. Spotřeba tepla pro TV.

Jelikož není znám počet osob, které se denně sprchují, ani spotřeba teplé vody na úklid a v umyvadlech, je vycházeno z odhadnuté roční spotřeby 3 600 GJ, která je rovnoměrně rozdělena na jednotlivé měsíce a dále na jednotlivé dny.

4.2.3. Spotřeba tepla na vytápění

Jelikož není samostatně měřena spotřeba tepla na technologii, TV a ÚT, vycházím z celkové roční spotřeby tepla, která činí 96 000 GJ. Z této hodnoty získám spotřebu na ÚT tak, že odečtu celkové teplo spotřebované technologií a na ohřev TV.

teplo na vytápění= celková spotřeba - spotřeba technologie - spotřeba na TV.
 teplo na vytápění= 96 000 – 59 599 – 3 600 = **32 801 GJ**

Z této hodnoty spotřeby tepla na ÚT pak za pomoci denostupňů spočítám spotřebu v jednotlivých dnech v roce.

Výpočet potřeby tepla denostupňovou metodou.

Výpočet potřeby tepla denostupňovou metodou používáme tehdy, je-li nám známá spotřeba tepla za uplynulý rok z měření nebo fakturací. Pro výpočet denostupňů v jednotlivých dnech je potřeba průměrné venkovní teploty (t_e) v jednotlivých dnech v roce a výpočtové vnitřní teploty (t_i), která byla stanovena dle reálného stavu v halách společnosti na 15°C.(Graf 4.3)



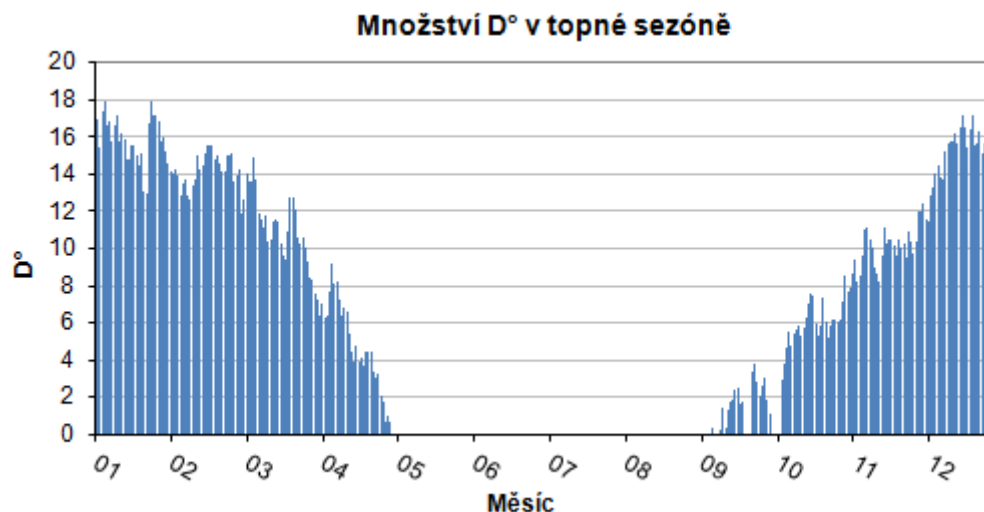
Graf 4.3. Výpočtová venkovní teplota v jednotlivých dnech v roce.

Teplo pro ÚT se využívá v době topné sezóny (ve dnech , kdy průměrná venkovní teplota alespoň tři po sobě následující dny je nižší než 13°C). Množství denostupňů v těchto dnech jsem spočítal podle vzorce:

$$D_{den}^{\circ} = t_i - t_e \quad (4.1)$$

t_i – vnitřní výpočtová teplota (°C),

t_e – venkovní výpočtová teplota (°C).



Graf 4.4. Množství D° v topné sezóně.

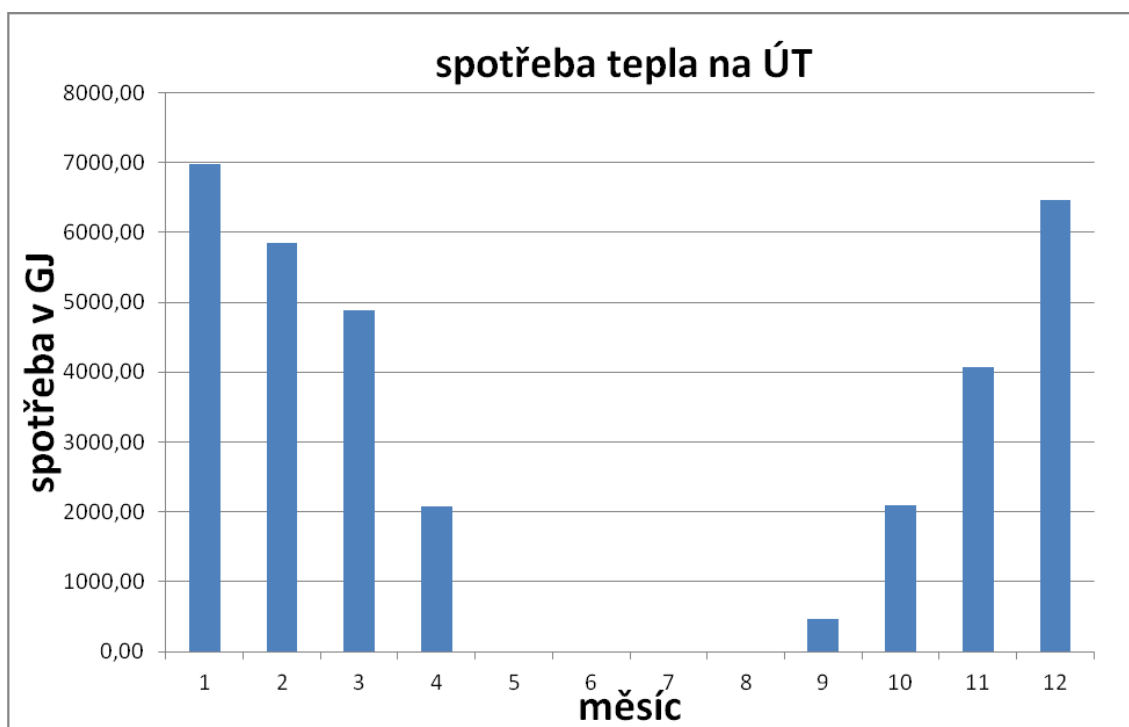
Následně jsem všechny denostupně sečetl a získal tak celkové množství denostupňů za rok, touto hodnotou jsem podělil celkové množství tepla na ÚT a získal tak spotřebu tepla na jeden denostupeň:

$$Q_{D^{\circ}} = \frac{Q_{rok}^{ÚT}}{D_{rok}^{\circ}} \quad (\text{GJ/D}^{\circ}) \quad (4.2)$$

Vynásobením této hodnoty s denostupni jednotlivých dnů jsem získal spotřebu tepla na ÚT pro jednotlivé dny topné sezóny:

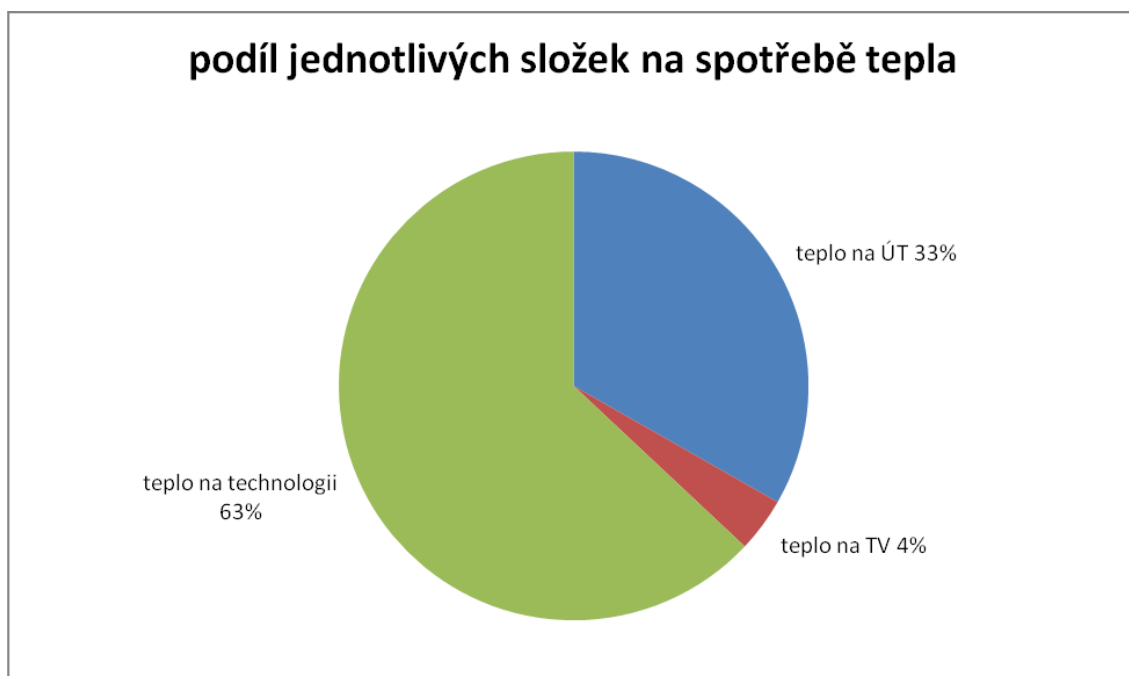
$$Q_{den}^{ÚT} = Q_{D^{\circ}} \cdot D_{den}^{\circ} \quad (\text{GJ}) \quad (4.3)$$

Po sečtení jednotlivých dní v měsíci pak získám celkový přehled o spotřebě tepla na ÚT v měsících. (Graf 4.5)



Graf 4.5: Spotřeba tepla na vytápění.

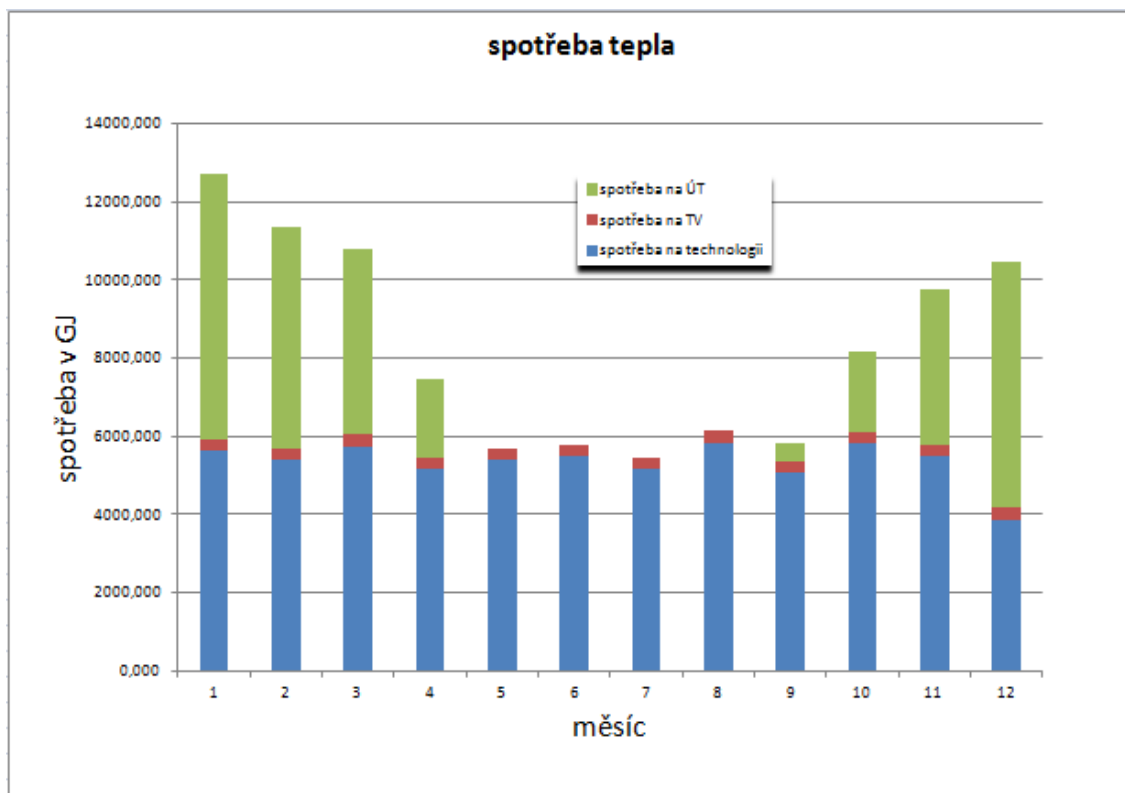
V grafu 4.6 pak vidíme procentuální podíl jednotlivých složek tepla v uplynulém roce.



Graf 4.6: Podíl jednotlivých složek na spotřebě tepla.

4.2.4. Celková spotřeba tepla

Z následujícího grafu jsou jasně viditelné jednotlivé spotřeby po měsících.
(Graf 4.7)



Graf 4.7: Spotřeby tepla po jednotlivých energiích a měsících.

4.2.5. Výkon kotelný

Dle vzorce:

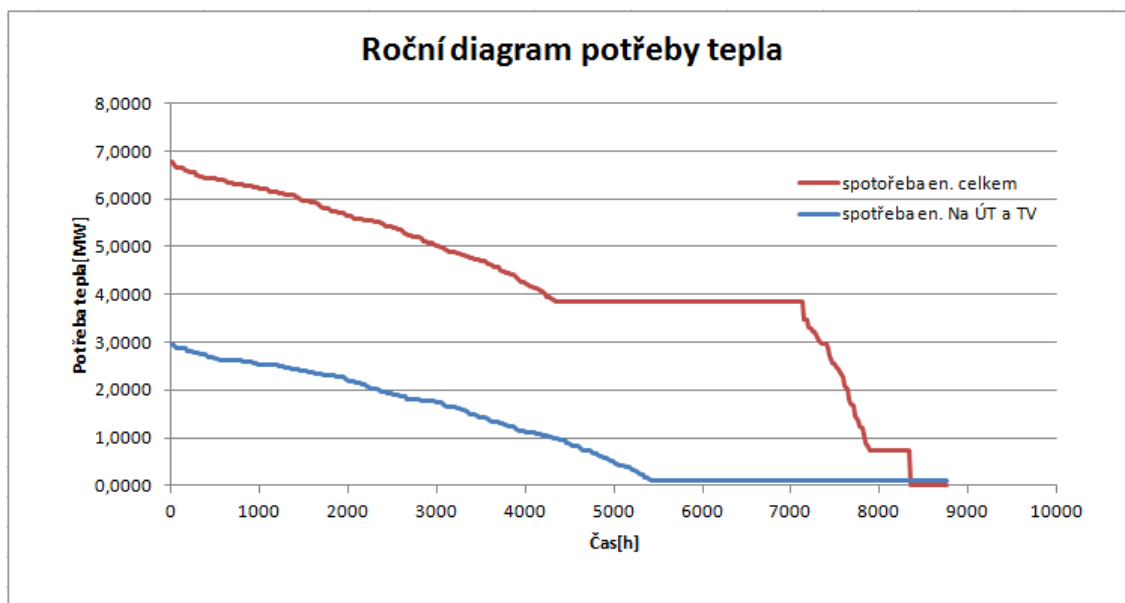
$$P_{kot} = \frac{Q_{TV} + Q_{ÚT} + Q_{tech}}{3,6 \cdot 24} \quad (\text{MW}) \quad (4.4)$$

Q_{TV} - spotřeba tepla na TV (GJ)

$Q_{ÚT}$ - spotřeba tepla na ÚT (GJ)

Q_{tech} - spotřeba tepla na technologii (GJ)

Tím získám hodinové potřeby tepla. Hodnoty jsem následně seřadil sestupně k ročním hodinám, z čehož jsem získal přehled o nejvyšších a nejnižších hodinových potřebách a jejich časové trvání. (Graf 4.8)



Graf 4.8 diagram trvání potřeb tepla.

4.3. Návrh mikroturbíny

4.3.1. Technické řešení mikroturbíny

Mikroturbína bude umístěna ve stávající kotelně podniku.

4.3.2. Návrh výkonu

V této části bylo mým úkolem navrhnout varianty mikroturbíny na zemní plyn, tak aby bylo možné jejich porovnání ve výkonech 200, 400 a 600kW_e. Provoz mikroturbín bude nastaven tak, aby byly schopné dodávat do systému maximálně tolik tepla, kolik je v daný den potřeba. Elektrická energie bude u všech navržených variant dodávána přednostně do areálu podniku.

Varianta I mikroturbína C200

Mikroturbína byla vyvinuta při vývoji pomocných motorů pro leteckou dopravu produkující 200kW_{EE}, pracující pomocí vzduchového ložiska. Emise NO_x a CO jsou u mikroturbíny daleko nižší než u spalovacích motorů. Při využívání odpadního tepla máme k dispozici ještě 375kW tepelného výkonu.

Parametry:

Jmenovitý elektrický výkon	200 kW (+0/-4)
Energie ve spalínách	1420 MJ/h
Elektrická účinnost	33% (± 2)
Napětí/Frekvence	400 až 480 VAC, 50/60Hz
Připojení	3 fáze

Maximální výstupní proud při paralelním provozu	290A
Maximální výstupní proud při ostrovním provozu	310A
Otáčky	60000 ot./min
Zemní plyn	30,7-47,5 MJ/m ³
Vstupní tlak	517-552 kPa
Průtok paliva (maximální)	2400 MJ/h
Teplota výfukových plynů	280°C
Výška x šířka x hloubka	1,7 x 3,8 x 2,5 m
Hmotnost	3413kg



Obr. 4.9 mikroturbína C200. [5]

Varianta II mikroturbína C400

V tomto případě se prakticky jedná o paralelním zapojení dvou mikroturbín C200. Parametry jsou tedy stejné, jako u předchozí varianty pouze hodnoty energie ve spalínách a průtoku paliv budou dvojnásobné, tedy:

Energie ve spalínách	2 840MJ/h
Průtok paliva (maximální)	4 800 MJ/h

Varianta III mikroturbína C600

Mikroturbína vyvinuta při vývoji pomocných motorů pro leteckou dopravu produkující 600kW EE, pracující pomocí vzduchového ložiska. Emise NO_x a CO jsou u mikroturbíny daleko nižší než u spalovacích motorů

Parametry:

Jmenovitý elektrický výkon	600 kW (+0/-4)
Energie ve spalínách	4 260 MJ/h
Elektrická účinnost	33% (± 2)
Napětí/Frekvence	400 až 480 VAC, 50/60Hz
Připojení	3 fáze
Maximální výstupní proud při paralelním provozu	290A
Maximální výstupní proud při ostrovním provozu	310A
Zemní plyn	30,7-47,5 MJ/m ³
Vstupní tlak	517-552 kPa
Průtok paliva (maximální)	7 200 MJ/h
Teplota výfukových plynů	280°C
Výška x šířka x hloubka	2,4 x 9,1 x 2,9 m
Hmotnost	12565 kg



Obr.4.10 mikroturbína C600. [5]

4.4. Energetická bilance navržených mikroturbín

V této části mé práce jsem stanovoval energetické bilance pro jednotlivé varianty. Vypočítané hodnoty jsem vložil do tabulek. V tabulkách jsou přehledně sestaveny vypočtené hodnoty energetických vstupů a výstupů pro jednotlivé měsíce.

Celková spotřeba tepla za den

Nejprve potřebuji znát denní spotřebu tepla. Tu získám sečtením tepla potřebného TV, ÚT a technologii. Vzorec 4.5:

$$Q_{C-den} = Q_{TV} + Q_{\dot{U}T} + Q_{tech} \quad (\text{GJ}) \quad (4.5)$$

Q_{TV} - spotřeba tepla na TV (GJ)

$Q_{\dot{U}T}$ - spotřeba tepla na ÚT (GJ)

Q_{tech} - spotřeba tepla na technologii (GJ)

Varianta I - mikroturbína C200

Nejdříve je nutné znát množství tepla, které je mikroturbína schopná vyrobit během celodenního provozu, za předpokladu, že mikroturbína je schopna dodat maximálně 11,8% výkonu kotelny. Vzorec 4.6:

$$Q_{C200} = \frac{P_s \cdot t \cdot \eta_t}{0,118} \quad (\text{GJ}) \quad (4.6)$$

P_s - energie ve spalínách (GJ)

t - doba denního provozu (h)

η_t - celková účinnost mikroturbíny (-)

Maximální teplo, které je mikroturbína schopna denně vyrobit je 259,9 GJ.

Znám-li denní spotřebu tepla Q_{C-den} a teplo, které je mikroturbína schopna vyrobit Q_{C200} je možné stanovit délku denního provozu mikroturbíny.

Pokud je denní spotřeba vyšší než teplo vyrobené mikroturbínou $Q_{C-den} > Q_{C200}$ turbína jede automaticky celý den (24h). Pokud však $Q_{C-den} < Q_{C200}$ je nutné spočítat počet hodin provozu mikroturbíny dle vzorce 4.7:

$$t_p = \frac{Q_{C-den}}{Q_{C200}} \cdot 24 \quad (\text{h}) \quad (4.7)$$

Následně hodiny provozu jednotlivých dní sečtu a zjistím celkový počet provozních hodin mikroturbíny za rok, který činí 7257 h.

Energetická bilance této mikroturbíny po měsících je v tabulce 4.10. Údržba bude probíhat v poslední dekádě prosince, kdy je podnik mimo provoz.

	Dodané teplo turbínou [GJ]	Spotřeba závodu celkem [GJ]	Počet hodin v provozu [h]	Vyrobená elektrina [MWh]	Spotřebované palivo-zemní plyn [GJ]
leden	1 051,3	12 498,8	740,4	148,1	764,1
únor	971,8	11 155,6	684,4	136,9	706,3
březen	1 010,3	10 518,0	711,5	142,3	734,2
duben	848,3	7 184,3	597,4	119,5	616,5
květen	696,2	5 309,7	490,3	98,1	505,9
červen	710,3	5 417,2	500,2	100,0	516,2
červenec	670,4	5 112,8	472,1	94,4	487,2
srpen	752,5	5 739,1	529,9	106,0	546,9
září	713,5	5 478,4	502,5	100,5	518,5
říjen	913,7	7 810,8	643,4	128,7	664,0
listopad	956,1	9 494,3	673,3	134,7	694,8
prosinec	1 011,1	10 366,6	712,0	142,4	734,8
Celkem	10 305,2	96 085,7	7 257,2	1 451,4	7 489,4

Tab. 4.10. Energetická bilance – Varianta I

Varianta II - mikroturbína C400

Výpočet dalších variant probíhá analogicky jako u varianty I. Případná údržba bude opět probíhat v poslední dekádě prosince. Energetická bilance varianty II v tabulce 4.11.

	Dodané teplo turbínou [GJ]	Spotřeba závodu celkem [GJ]	Počet hodin v provozu [h]	Vyrobená elektrina [MWh]	Spotřebované palivo-zemní plyn [GJ]
leden	1 638,7	12 498,8	577,0	230,8	1 191,0
únor	1 462,6	11 155,6	515,0	206,0	1 063,0
březen	1 379,0	10 518,0	485,6	194,2	1 002,2
duben	941,9	7 184,3	331,7	132,7	684,6
květen	696,2	5 309,7	245,1	98,1	505,9
červen	710,3	5 417,2	250,1	100,0	516,2
červenec	670,4	5 112,8	236,0	94,4	487,2
srpen	752,5	5 739,1	264,9	106,0	546,9
září	718,3	5 478,4	252,9	101,2	522,0
říjen	1 024,1	7 810,8	360,6	144,2	744,3
listopad	1 244,8	9 494,3	438,3	175,3	904,7
prosinec	1 359,2	10 366,6	478,6	191,4	987,8
Celkem	12 597,9	96 085,7	4 435,9	1 774,4	9 155,7

Tab.4.11. Energetická bilance - Varianta II

Varianta III - mikroturbína C600

	Dodané teplo turbínou [GJ]	Spotřeba závodu celkem [GJ]	Počet hodin v provozu [h]	Vyrobená elektřina [MWh]	Spotřebované palivo-zemní plyn [GJ]
leden	1 966,5	12 498,8	461,6	277,0	1 429,2
únor	1 755,2	11 155,6	412,0	247,2	1 275,6
březen	1 654,8	10 518,0	388,5	233,1	1 202,7
duben	1 130,3	7 184,3	265,3	159,2	821,5
květen	835,4	5 309,7	196,1	117,7	607,1
červen	852,3	5 417,2	200,1	120,0	619,4
červenec	804,4	5 112,8	188,8	113,3	584,6
srpen	902,9	5 739,1	212,0	127,2	656,2
září	861,9	5 478,4	202,3	121,4	626,4
říjen	1 228,9	7 810,8	288,5	173,1	893,1
listopad	1 493,8	9 494,3	350,7	210,4	1 085,6
prosinec	1 631,0	10 366,6	382,9	229,7	1 185,4
Celkem	15 117,5	96 085,7	3 548,7	2 129,2	10 986,8

Tab.4.12. Energetická bilance - Varianta III

4.4.1. Souhrn výsledků

V tabulce 4.13 jsou pro přehled uvedeny celkové hodnoty všech variant.

	Dodané teplo turbínou [GJ]	Spotřeba závodu celkem [GJ]	Počet hodin v provozu [h]	Vyrobená elektřina [MWh]	Spotřebované palivo-zemní plyn [GJ]
Varianta I	10 305,2	96 085,7	7 257,2	1 451,4	7 489,4
Varianta II	12 597,9		4 435,9	1 774,4	9 155,7
Varianta III	15 117,5		3 548,7	2 129,2	10 986,8

Tab.4.13 přehled celkových hodnot.

4.5. Základní ekonomické vyhodnocení navržených variant

V této části jsem analyzoval ekonomickou náročnost navržených variant. Zkoumány byly jak počáteční investiční náklady, tak i náklady a příjmy spojené s provozem mikroturbín v průběhu roku. Na závěr jsem všechny varianty vyhodnotil pomocí ekonomické bilance a určil tak, která varianta je nejvýnosnější. U varianty I byl uměle redukován počet pracovních hodin tak, aby byl získán vyšší příspěvek v rámci KVET. To zvýší roční výnosy a tím zkrátí dobu návratnosti.

4.5.1. Vstupní údaje

Cena ZP	8,2 Kč/m ³
Cena EE	1 757 Kč/MWh
Výše pojištění	0,15% z investičních nákladů
Ceny zelených bonusů pro KVET	viz cenové rozhodnutí ERU č.....
Údaje z energetické bilance	viz 4.4.1

4.5.2. Investiční náklady

Investiční náklady jsou náklady, které se musí vynaložit na to, aby mohl být projekt realizován. Investiční náklady jsou shrnuty v tabulce Tab. 4.13., přičemž nejvyšší náklady jsou u třetí varianty a nejnižší potom u první varianty.

Instalace turbíny		Varianta I.	Varianta I.a	Varianta II.	Varianta III.
		turbina 200kWe	turbina 200kWe	turbina 400kWe	turbina 600kWe
Investiční náklady		-	-	-	-
Technologická část kotelny					
Spalovací trubína Capstone	Kč	5 300 000	5 300 000	9 540 000	14 310 000
Kompresor	Kč	730 000	730 000	1 350 000	1 970 000
Hořák Saacke	Kč	1 500 000	1 500 000	1 670 000	1 900 000
Elektro, vyvedení výkonu	Kč	300 000	300 000	470 000	540 000
Napojení na ZP	Kč	100 000	100 000	120 000	160 000
Komíny	Kč	100 000	100 000	160 000	200 000
Pomocné konstrukce	Kč	70 000	70 000	120 000	140 000
Montáž komplet	Kč	400 000	400 000	800 000	1 200 000
Ostatní - tlak.zkouška, elektro revize	Kč	80 000	80 000	80 000	80 000
CELKEM technologická část	Kč	8 580 000	8 580 000	14 310 000	20 500 000
Stavební část					
stavební úpravy	Kč	450 000	450 000	530 000	670 000
CELKEM stavební část	Kč	450 000	450 000	530 000	670 000
Ostatní					
Inženýring	Kč	50 000	50 000	50 000	50 000
PD	Kč	180 000	180 000	250 000	300 000
CELKEM ostatní	Kč	230 000	230 000	300 000	350 000
CELKEM za dílo	Kč	9 260 000	9 260 000	15 140 000	21 520 000

Tab. 4.13. Investiční náklady jednotlivých variant

4.5.3. Provozní náklady a příjmy

Provozní náklady jsou náklady, které je nutno vynaložit na provoz mikroturbíny v průběhu roku. Tyto náklady jsou uvedeny v tabulce Tab. 4.14. Nejvyšší náklady na provoz má třetí varianta, kvůli relativně vysoké spotřebě paliva a nákladů na údržbu. Nejnižší náklady jsou pak u první varianty.

Provozní náklady		Varianta I.	Varianta I.a	Varianta II.	Varianta III.
		turbina 200kWe	turbina 200kWe	turbina 400kWe	turbina 600kWe
Navýšení spotřeby paliva - ZP	GJ/rok	7 489,4	4 539,4	9 155,7	10 986,8
Cena ZP	Kč/GJ	240,5	240,5	240,5	240,5
Náklady za palivo celkem	Kč/rok	1 800 980	1 091 586	2 201 654	2 641 985
Pojištění	Kč/rok	9 538	9 538	15 594	22 166
Sazba	%	0,103	0,103	0,103	0,103
Odhad nákladů na údržbu zařízení	Kč/rok	217 000	217 000	368 900	520 800
údržba vč. GO	Kč/rok	205 000	205 000	348 500	492 000
Revize, měření	Kč/rok	12 000	12 000	20 400	28 800
Emisní poplatky	Kč/rok	-	-	-	-
Provozní náklady celkem	Kč/rok	2 027 517	1 318 124	2 586 148	3 184 950

Tab. 4.14. Provozní náklady jednotlivých variant

Provozní příjmy jsou příjmy, které získáme v průběhu roku provozem mikroturbíny. Tyto příjmy jsou uvedeny v tabulce Tab. 4.15.

Výnosy		Varianta I.	Varianta I.a	Varianta II.	Varianta III.
		turbina 200kWe	turbina 200kWe	turbina 400kWe	turbina 600kWe
Výnosy celkem	Kč/rok	3 522 649	2 900 701	5 229 017	6 274 820
Cena EE - dotace KVET do 3000h/rok	Kč/MWh	2 010	2 010	1 590	1 590
Cena EE - dotace KVET do 4400h/rok	Kč/MWh	1 540	1 540	1 190	1 190
Cena EE - dotace KVET do 8400h/rok	Kč/MWh	670	670	590	590
Cena EE - Model	Kč/MWh	1 757	1 757	1 757	1 757
Vyrobená EE 3000	MWh/rok	0	0	0	0
Vyrobená EE 4400	MWh/rok	0	880	1 774	2 129
Vyrobená EE - 8400	MWh/rok	1 451	0	0	0
Výkon turbín	MW	0,2	0,2	0,4	0,6
Provozní hodiny - 3000	h/rok	0	0	0	0
Provozní hodiny - 4400	h/rok	0	4 399	4 436	3 549
Provozní hodiny - 8400	h/rok	7 257	0	0	0
Provozní hodiny - celkem	h/rok	7 257	4 399	4 436	3 549
Roční peněžní tok	tis.Kč/rok	1 495 132	1 582 577	2 642 868	3 089 870

Tab. 4.15. Provozní příjmy jednotlivých variant

4.5.4. Ekonomická bilance

Prostá doba návratnosti

Cílem ekonomické bilance je zjistit, která z variant je pro podnik nejlepší, vzhledem k tomu, že pro investora je rozhodující především prostá doba návratnosti, nebudu další faktory zohledňovat. Prostou dobu návratnosti získám podílem celkových investičních nákladů a ročního peněžního toku, podle vzorce 4.6.

$$T_s = \frac{IN}{CF} \quad (\text{rok}) \quad [7] \quad (4.6)$$

IN - investiční náklady

CF - roční peněžní tok (zisk)

		Varianta I.	Varianta I.a	Varianta II.	Varianta III.
		turbina 200kWe	turbina 200kWe	turbina 400kWe	turbina 600kWe
Prostá doba návratnosti	roky	6,2	5,9	5,7	7,0

Tab.4.16 prostá doba návratnosti.

Pro celkový přehled jsou v tabulce 4.17 vyobrazeny celkové investiční náklady, celkové provozní náklady, roční peněžní zisk a prostá doba návratnosti

		Varianta I.	Varianta I.a	Varianta II.	Varianta III.
		turbina 200kWe	turbina 200kWe	turbina 400kWe	turbina 600kWe
Celkové investiční náklady	Kč	9 260 000	9 260 000	15 140 000	21 520 000
Provozní náklady celkem	Kč/rok	2 027 517	1 318 124	2 586 148	3 184 950
Výnosy celkem	Kč/rok	3 522 649	2 900 701	5 229 017	6 274 820
Roční peněžní zisk	tis.Kč/rok	1 495 132	1 582 577	2 642 868	3 089 870
Prostá doba návratnosti	roky	6,2	5,9	5,7	7,0

Tab.4.17 celkový přehled.

5. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout v rámci úsporných opatření mikroturbínu do stávajícího tepelného hospodářství tak, aby bylo maximálně využito teplo vystupující z mikroturbíny.

Na základě energetické bilance stávajícího tepelného hospodářství jsem navrhl tři varianty mikroturbín, které nejvíce odpovídali potřebám podniku.

U těchto variant jsem spočítal provozní doby mikroturbín, vyrobené teplo a EE a spotřebu zemního plynu. Na základě množství provozních hodin byla stanovena výše dotace KVET pro všechny varianty mikroturbín, z nichž byly určeny celkové výnosy všech variant.

Pro variantu I pak byly uměle sníženy provozní hodiny tak, aby byl získán lepší tarif dotací KVET, což mělo za následek vyšší celkové výnosy a tím pádem snížení prosté doby návratnosti, která je pro investora rozhodující.

Na základě tohoto kritéria potom vychází s nejkratší dobou prosté návratnosti varianta II., kterou doporučuji.

6. Literatura

- [1] Voráček V., Dobrozemský J., Kaminský J.: Energetické stroje, Vysoká škola báňská, fakulta strojní a elektrotechnická, Ostrava 1990.
- [2] *Spalovací turbíny*. Dostupné na :
http://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/vykladovy-slovník-energetiky/hesla/spal_turb.html
- [3] *Rozdělení spalovacích turbín*. Dostupné na:
http://cs.wikipedia.org/wiki/Plynová_turbína
- [4] *Spalovací turbína v technologickém celku*. Dostupné na:
<http://www.transformacni-technologie.cz/plynova-turbina-spalovaci-turbina-v-technologickem-celku.html>
- [5] *Parametry mikroturbín*. Dostupné na:
<http://ggcenergy.cz/produkty/download>
- [6] *Obeční popis energetické bilance*. Dostupné na:
<http://www.eazk.cz/zaklady-energetického-managementu/>
- [7] *Prostá doba návratnosti*. Dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/2786-vypoctova-pomucka-ekonomicka-efektivnost-investic-ii>
- [7] *Energetický regulační úřad*. Dostupný na: <http://www.eru.cz>